

индекс 3624



ЕРЕВАНСКИЙ ФИЗИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Препринт ЕФИ-849(76)-85

ԵՐԵՎԱՆԻ ՖԻԶԻԿԱՅԻՆ ԻՆՏԻՏՈՒՏ
ЕРЕВАНСКИЙ ФИЗИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

А.А.АРОЯН, М.А.АРУТЮНЯН, Р.Т.МИНА

АДСОРБЦИОННЫЙ КРИОГЕННЫЙ РЕФРИЖЕРАТОР
НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ БЕЗ ДВИЖУЩИХСЯ УЗЛОВ

ЦНИИатоминформ

ЕРЕВАН-1985

© Центральный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по атомной науке и технике (ЦНИИатоминформ) 1985г.

В последние годы ведется интенсивная работа над созданием различных адсорбционных криогенных рефрижераторов (АКР), способных к длительному криостатированию объектов при низких температурах [1-7]. Это связано с тем обстоятельством, что адсорбционная откачка паров хладагента по сравнению с откачкой внешними насосами имеет ряд несомненных преимуществ. Важнейшие из них следующие: простая система очистки рабочего газа, который практически не покидает криостата; короткий тракт откачки, так как адсорбционный насос находится в том же криостате; маленькие теплопритоки, благодаря тому, что газ отогревается лишь до температуры насоса. Однако, адсорбционная откачка действует до тех пор, пока не насытится адсорбент, либо полностью испарится хладагент. По этой причине используют два насоса, периодически и попеременно переключаемые с откачки на регенерацию. В настоящее время действующие на этом принципе рефрижераторы используют механическое переключение насосов, что создает определенные трудности в их реализации и эксплуатации. С другой стороны, известны конструкции [8,9] АКР непрерывного действия, в которых отсутствуют криогенные механические узлы. Например, низкотемпературная ванна может быть секционированной, а криостатируемый объект автоматически подсоединяется к секции, имеющей более

Брянский Физический
Институт
Зал приемов

низкую температуру, с помощью тепловой трубы [8].

Настоящая работа предпринята с целью исследовать характеристики работающей в области низких температур тепловой трубы, выполненной в виде термосифона, и на ее основе создать двухплечевой адсорбционный рефрижератор непрерывного действия без движущихся узлов.

РЕФРИЖЕРАТОР

Двухплечевой адсорбционный рефрижератор сделан на основе мелкосерийного дьюара СД-II [10]. В нижней удлиненной части размещены два адсорбционных насоса и конденсатор.

В качестве адсорбента в насосах используется активированный уголь, слоем помещенный на охлаждаемые медные пластины. Захлаживание насосов производится жидким гелием, поступающим из гелиевого сборника дьюара, а отогрев — подачей мощности в нагреватель, намотанный на корпус насоса.

Конденсатор служит для конденсации паров, регенерируемых из насоса. Жидкий гелий поступает в конденсатор через извне регулируемый вентиль, откачка гелия производится форвакуумным насосом. Сконденсированный хладагент поступает по трубам откачки через противоточный теплообменник в секции низкотемпературной ванны, показанной на рис. I. Трубы откачки (1), отходящие от теплообменника, соединены с секциями (2) низкотемпературной ванны. Секции, в свою очередь, соединены друг с другом термосифонами с общей зоной испарения (14), находящейся в общей ванне (15). Верхние части термосифонов, являющиеся зоной конденсации (3), изготовлены из медной трубки (4), с наружной стороны которой припаяны медные тарелки (5). Далее следуют тонкостенные нержавею-

щие трубки (9), в которых находятся адиабатические зоны (8) термосифонов. Угольный термометр сопротивления (16) заключен в медную капсулу (10), припаянную к общей ванне изнутри. Для калибровки термометра по давлению паров в капсулу конденсируется гелий-3 по капилляру (7). Заполнение термосифонов теплоносителем-гелием-3 производится по капилляру (11), который впоследствии служит для измерения давления. С целью уменьшения градиента температуры по высоте теплоносителя в ванне (15) имеются медные конусы (12). Нагреватели (6) и (13) служат для выделения тепловой нагрузки на секцию и общую ванну соответственно.

Подготовка рефрижератора к работе производилась следующим образом. После захлаживания рефрижератора азотом и заливки в него жидкого гелия включалась откачка конденсатора и температура в нем понижалась до 1,6 К. далее, последовательно в оба плеча конденсировался гелий-3 или гелий-4 в количестве 30 см³ в каждое из них. Чтобы исключить адсорбцию газа во время конденсации, на нагревателях насосов выделялась мощность $\approx 0,3$ Вт. В общую ванну конденсировался гелий-3 в количестве (3 + 5) см³ достаточно, чтобы заполнить ванну жидкостью до уровня (3 + 5) мм выше дна. Капсула термометра сопротивления заполнялась газообразным гелием-3.

После завершения указанных подготовительных операций начиналась откачка одним из насосов при его охлаждении жидким гелием. Типичное время захлаживания насоса составляет 5-8 мин. Давление паров хладагента в ванне измерялось манометром Мак-Леода.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОСИФОНА

Чтобы исключить эффекты, связанные с одновременной откачкой двумя насосами, в измерительных целях второй насос захлаживался только после испарения хладагента в секции, откачиваемой первым насосом. Метод исследования заключался в следующем. После выхода насоса на рабочий режим подавалась мощность W в нагреватель на общей ванне и измерялась установившаяся температура- T .

На рис.2 и 3 приведены примеры записей сопротивления термометра соответственно для случаев, когда в качестве хладагента использовались гелий-3 и гелий-4. Величина мощности изменялась в пределах одного цикла откачки на записи (рис.2), либо в разных циклах на записях (рис.3). На рис.2 можно выделить следующие характерные особенности:

- а) время установления теплового равновесия при изменении тепловой нагрузки составляет $3 \div 5$ мин;
- б) при постоянной величине мощности нагревателя наблюдаются небольшие осцилляции температуры до 50 мК , связанные с периодическим изменением коэффициента теплопередачи при изменении уровня хладагента внутри секции относительно тарелок термосифона;
- в) огибающая осцилляций указывает на плавное повышение температуры по мере понижения уровня гелия, что особенно отчетливо видно на огибающей со стороны более высоких температур.

Аналогичные выводы можно сделать и для рис.3, исключая разве что пункт б), так как осцилляции температуры если и имеются, то они значительно ослаблены, благодаря сверхтеплопроводности гелия-4.

Из записей, подобных представленной на рис.2, по времени понижения уровня гелия между тарелками можно найти скорость испарения в зависимости от подводимой мощности. Это, в свою очередь, позволяет оценить теплоприток к низкотемпературной ванне. Он составляет $\approx 0,9 \text{ мВт}$.

На рис.4 показана зависимость установившейся температуры общей ванны от тепловой нагрузки (верхняя кривая). Эксперименты велись в течение нескольких дней, причем измерения проводились в произвольный момент цикла, чем и объясняется большой разброс точек на рисунке.

На нижней кривой показана температура термометра, когда тепловая нагрузка подавалась на откачиваемую секцию. В этом случае термометр показывал ее температуру. Видно, что **область** подъем температуры ванны следует за аналогичным подъемом температуры секции. Разность температур не превосходит 50 мК и представляет собой перепад температуры ΔT на термосифоне.

Таким образом, в области температур $0,5 \div 0,7 \text{ К}$ тепловая труба, исследованная в настоящей работе, вполне пригодна для рефрижератора холодопроизводительностью $\approx 5 \text{ мВт}$.

Аналогичные исследования были выполнены при температуре $\approx 1 \text{ К}$ при использовании в качестве хладагента гелия-4. Результаты приведены на рис.5. Видно, что благодаря значительно меньшему повышению температуры секции, температура ванны измерена при тепловых нагрузках до 33 мВт . Соответствующее изменение перепада температур на термосифоне ΔT показано на рис.5 пунктирной линией, полученной вычитанием из верхней кривой нижней. В данном эксперименте перепад измерен более точно, чем в предыдущем, благодаря отсутствию заметных осцилляций темпера-

туры ванны. Это обстоятельство дает возможность провести качественный анализ процессов, ограничивающих теплопередачу через термосифон.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ТЕРМОСИФОНА

Перепад температуры ΔT на термосифоне позволяет определить его полное тепловое сопротивление по формуле

$$R_T = S \cdot \Delta T / W, \quad (1)$$

где S - площадь поверхности, через которую переносится тепло.

Это теплосоппротивление состоит из ряда последовательно включенных частных сопротивлений, каждое из которых отвечает определенному механизму теплопередачи. Пренебрегая теплосоппротивлениями меди и зоны испарения, можно считать, что

$$R_T = R_K' + R_K'' + R_N, \quad (2)$$

где R_K' и R_K'' - сопротивления Капицы при теплопередаче между гелием в секции и в зоне конденсации и медной стенкой;

R_N - теплосоппротивление, обусловленное перепадом температур между фазами гелия-3 в зоне конденсации.

Принимая во внимание, что поверхность снаружи тепловой трубы, благодаря тарелкам, больше чем изнутри, имеем $R_K' \ll R_K''$. Тем более это неравенство выполняется, когда в качестве хладагента используется гелий-4, так как сопротивление Капицы для последнего много меньше, чем для гелия-3 [11].

В области низких температур $0,5 \div 0,7$ К оценка R_N по формуле Нуссельта [12] дает $R_N \approx 10^{-3} \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$, что на порядок меньше R_K'' . Таким образом, можно ожидать, что в области

низких температур теплосоппротивление термосифона в значительной мере определяется скачком Капицы.

На рис.6 линией R_K показаны данные по измерению скачка Капицы в работе [11], а точками - данные настоящей работы, вычисленные по формуле (1). Видно, что сделанное выше предположение хорошо согласуется с экспериментом.

В области высоких температур $0,9 - 1,1$ К ситуация более запутанная, так как благодаря сильной температурной зависимости, теплосоппротивление Капицы - R_K на порядок уменьшается и становится сравнимым с R_N .

На том же рис.6 приведена кривая R_N , рассчитанная по формуле Нуссельта [12], и показаны результаты измерений. Видно, что зависимости от температуры кривой и экспериментальных точек практически одинаковы, однако имеется количественное расхождение (≈ 2 раза). То обстоятельство, что экспериментально измеренное теплосоппротивление выше оцененного по формуле Нуссельта, дает возможность выделить приблизительно постоянную от температуры часть $\Delta R \approx (2 \div 3) \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$, которую вполне возможно отнести за счет теплосоппротивления Капицы в зоне конденсации. Однако количественного сравнения провести нельзя, так как данные по скачку Капицы в этой области температуры очень чувствительны к ряду параметров, таких как чистота поверхности, чистота гелия-3 и т.д., которые в настоящей работе не контролировались.

Подводя итог вышеизложенному, можно утверждать, что ограничения по теплопередаче в области низких температур связаны в основном со скачком Капицы в зоне конденсации, а в области высоких температур заметную роль оказывает разность температур

между паром и жидкостью гелия-3 в той же зоне.

ЦИКЛИЧЕСКАЯ РАБОТА РЕФРИЖЕРАТОРА

В процессе непрерывной работы рефрижератора состояние каждого из насосов циклически изменяется, но в любой момент один из них должен находиться в рабочем состоянии. На рис.7 показана работа обоих насосов рефрижератора во времени. В пределах каждого цикла можно выделить пять различных фаз состояния насосов, характеризующих прежде всего давлением паров хладагента в секции. Эти пять фаз отмечены на рис.7 цифрами, ниже следует их описание.

I. Фаза I - рабочая. Насос захлажден жидким гелием, и на его входе поддерживается предельно низкое давление $P_c \approx 6$ Па. Продолжительность этой фазы определяется либо сорбционной емкостью - V_s насоса, либо количеством хладагента - V_c в секции, а также величиной тепловой нагрузки - W . В настоящем рефрижераторе $V_c < V_s$. Опуская индекс при V , имеем:

$$t_1 = V \cdot r / W, \quad (3)$$

где r - теплота испарения хладагента.

Время опорожнения секции определяется либо расчетом, либо по резкому уменьшению давления в насосе до ≈ 3 Па, либо по росту температуры в общей ванне (см.рис.3).

2. В начале фазы 2 охлаждение насоса прекращается, и в нагреватель на насосе подается мощность $W_p = (3 + 5)$ Вт для скорейшего отогрева. Время, необходимое для повышения температуры насоса, определяется конструктивными особенностями и составляет:

$$t_2 \approx 5 \text{ мин.} \quad (4)$$

Завершение фазы 2 характеризуется стабилизацией давления паров хладагента на уровне P_c , несколько более высоком, чем равновесное давление паров хладагента, отвечающее температуре конденсатора.

3. Во время фазы 3 из насоса интенсивно регенерируется газ, охлаждается в конденсаторе и стекает в соответствующую секцию. Поскольку тепловые нагрузки на рефрижератор в несколько раз меньше холодопроизводительности конденсатора, то процесс регенерации и охлаждения хладагента идет быстро и продолжительность t_3 фазы 3 значительно меньше t_1 , и равна

$$t_3 = V \cdot r_a / W_p, \quad (5)$$

где r_a - теплота сорбции. Завершение фазы 3 характеризуется понижением давления паров как в конденсаторе, так и на входе насоса до равновесной величины. По окончании фазы 3 нагреватель на насосе выключают, либо подают в него минимальную мощность $\approx 0,3$ Вт.

4. В процессе фазы 4 насос полностью подготовлен для захлаживания, и момент окончания фазы определяется необходимостью одновременного включения его в работу. Во время этой фазы давление паров хладагента и соответственно его температура продолжают падать благодаря их охлаждению и конденсации, происходящей в теплообменнике.

5. Во время фазы 5 производится захлаживание насоса. Для этого выключается нагреватель на насосе.

Время захлаживания определяется конструкцией насоса и для настоящего рефрижератора составляет:

$$t_5 \approx 5 - 8 \text{ мин.} \quad (6)$$

По окончании фазы 5 давление на входе насоса становится равным P_e .

Сумма продолжительности времен t_i всех фаз составляет время цикла рефрижератора:

$$t = \sum_{i=1}^5 t_i. \quad (7)$$

Поскольку, как это видно из рис.7, время $t_1 = t/2$, то холодопроизводительность рефрижератора:

$$W = V \cdot r / t_1 = 2 V \cdot r / t. \quad (8)$$

Существует ограничение для t , связанное с конечностью времен t_2 и t_5 и в определенной степени с t_3 :

$$t/2 = t_1 \geq t_2 + t_5 + t_3 = t_2 + t_5 + V \cdot r_a / W_p. \quad (9)$$

Соответственно, холодопроизводительность рефрижератора не может быть выше предельной:

$$W_0 = V \cdot r / [t_2 + t_5 + (V \cdot r_a / W_p)]. \quad (10)$$

Для данного рефрижератора $W_0 = 20$ мВт для гелия-3 и $W_0 = 70$ мВт для гелия-4.

ВЫВОДЫ

В настоящей работе создан АКР непрерывного действия на основе устройства, предложенного в [7]. В АКР применен в качестве тепловой трубы термосифон для автоматического подключения охлаждаемого

объекта к соответствующей секции, имеющей более низкую температуру. Охлаждаемый объект помещается в общую зону испарения термосифонов, что упрощает конструкцию устройства [8] и улучшает теплопередачу. Выполненные в данной работе исследования позволили сконструировать термосифон, обеспечивающий теплопередачу в области температур $\sim 0,6$ К - (0-5) мВт и в области $\sim 1,0$ К - (0 ÷ 30) мВт.

Дальнейшего повышения холодопроизводительности АКР можно достичь за счет улучшения теплоотдачи в зоне конденсации термосифонов.

В заключение, авторы выражают свою признательность Авагяну В.Ш. за участие в начальном этапе конструирования, Егизаряну С.Л. за помощь в сборке АКР, коллективу лаборатории низких температур за деятельную поддержку, Амадуни А.Ц. и Отарову Р.М. за внимание и интерес к работе.

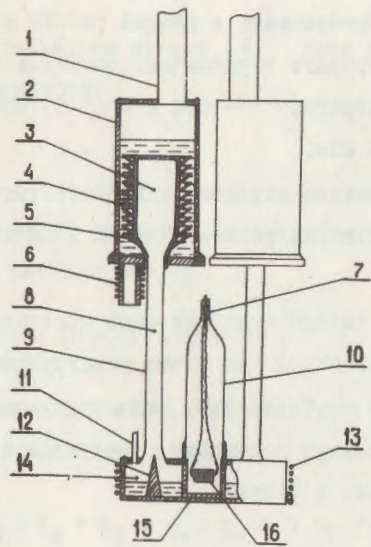


Рис.1 Низкотемпературная часть АКР: 1 - труба откачки, 2 - секция, 3 - зона конденсации, 4 - медная трубка, 5 - тарелка, 6 - нагреватель секции, 7 - капилляр капсулы, 8 - адiabатическая зона, 9 - трубка, 10 - капсула термометра, 11 - капилляр заполнения теплоносителем, 12 - конус, 13 - нагреватель общей ванны, 14 - зона испарения, 15 - общая ванна, 16 - угольный термометр

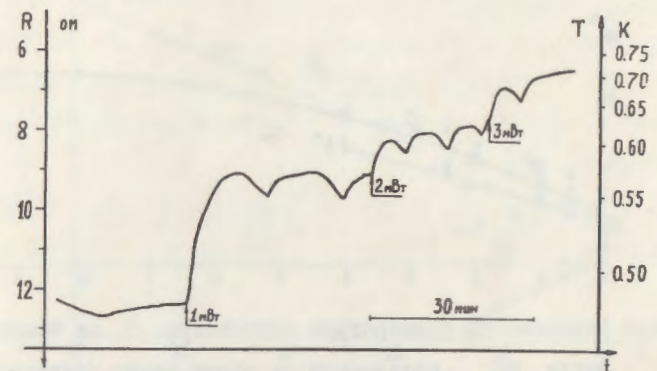


Рис.2 Запись сопротивления R угольного термометра (температурная шкала справа) при различных тепловых нагрузках W на общей ванне; стрелками показаны моменты подачи соответствующей мощности в нагреватель (хладагент - гелий-3)

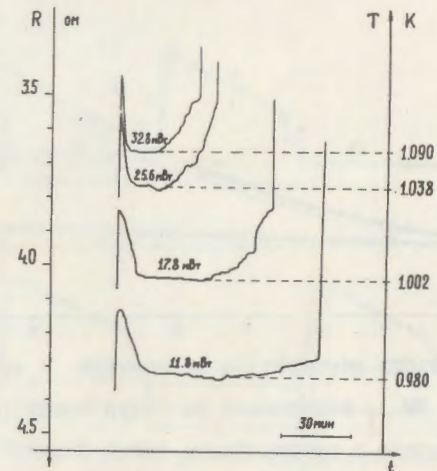


Рис.3 Записи сопротивления R угольного термометра (температурная шкала справа) при тепловых нагрузках W на общей ванне; каждая кривая отвечает определенному значению W (хладагент - гелий-4)

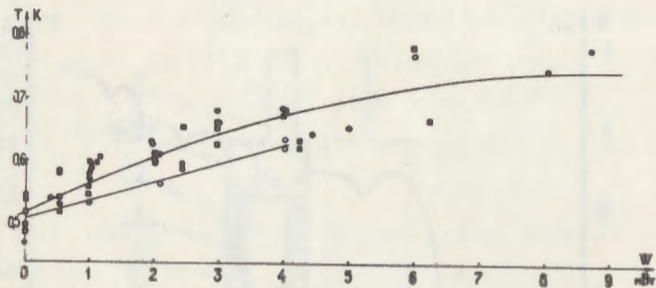


Рис.4 Зависимость температуры термометра T от тепловой нагрузки W , подаваемой на общую ванну (верхняя кривая, знаки \bullet и \blacksquare) и на секцию в откачиваемом плече (нижняя прямая, знак \circ , хладагент - гелий-3)

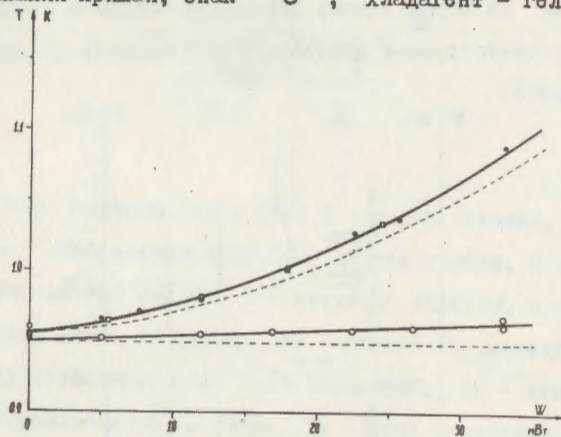


Рис.5 Зависимость температуры термометра T от тепловой нагрузки W , подаваемой на общую ванну (знаки \bullet и \square) и на секцию в откачиваемом плече (знак \circ); разность между сплошными или пунктирными кривыми соответствует перепаду температур на термосифоне (хладагент - гелий-4)

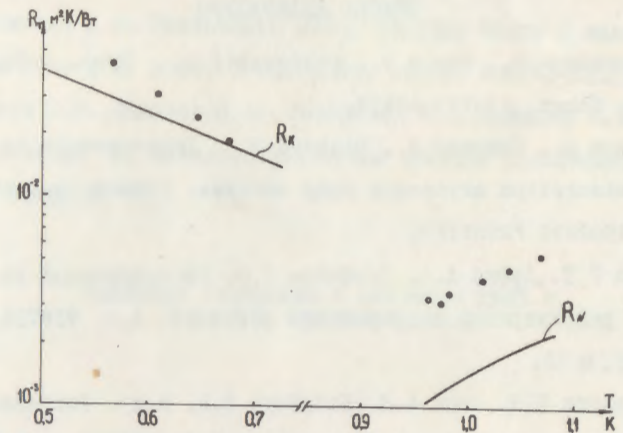


Рис.6 Теплосопротивление термосифона в зависимости от температуры общей ванны - T :

R_T (знак \circ) - данные настоящей работы, R_K - кривая по данным [10], R_W - кривая по формуле (8-22) [11]

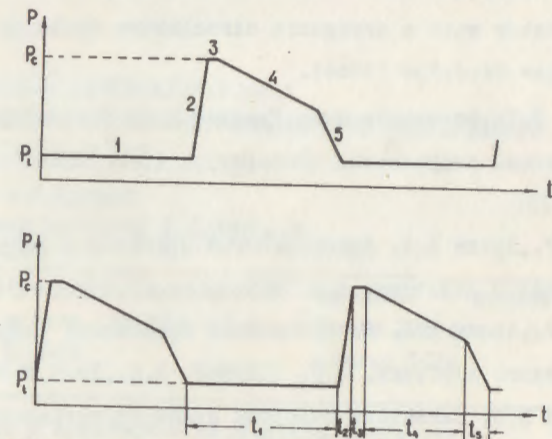


Рис.7 Временная диаграмма работы рефрижератора

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Tambovtsev T., Gonin N., Kozlovskii L. Proc. 7-th Int. Vac. Congr. (1977) A2671.
2. Berton A., Chaussy J., Gianese P. Improvements in relation to adsorption cryogenic pump devices. France, patent N. 1502214 F25B17/00
3. Мина Р.Т., Ароян А.А., Мовсесян Г.Д. Адсорбционный криогенный рефрижератор непрерывного действия. А.с. 918724.-Б.И., 1982, № 13.
4. Есельсон Б.Н., Швец А.Д., Бабийчук В.П. и др. Установка для получения сверхнизких температур. А.с. 330785. - Б.И., 1982, № 21.
5. Михеев В.А. Способ получения сверхнизких температур. А.с. 1103055. - Б.И., 1984, № 26.
6. Mikheev V.A., Maidanov V.A., Mikhin N.P. Compact dilution refrigerator with a cryogenic circulation cycle of He³. Cryogenics 24.4.190 (1984).
7. Амамчян Р.Г., Фаворская С.Ф., Гуревич И.И. Установка для получения холода сверхнизких температур. А.с. 1084557.- Б.И., 1984, № 13.
8. Мина Р.Т., Ароян А.А. Адсорбционный криогенный рефрижератор непрерывного действия. А.с. 966450.-Б.И., 1982, № 38.
9. Мина Р.Т., Ароян А.А. Адсорбционный криогенный рефрижератор непрерывного действия. А.с. 1139942.-Б.И., 1985, № 6.
10. Агабабян К.Ш. Ожижитель водорода производительностью до 2 л/ч, работающий за счет испарения жидкого гелия. Препринт ЕФИ-268(61)-77, Ереван, 1977.

11. Зиновьева К.Н. Теплообмен между твердым телом и жидким гелием ниже 1 К. ЖЭТФ, 1971, т.60, вып.6, с.2242-2251.
12. Малков М.П., Данилов И.Б., Зельдович А.Г., Фрадков А.Б. Справочник по физико-техническим основам криогеники. М.: Энергия, 1973.

Рукопись поступила 4 сентября 1985 г.

А.А. АРОЯН, М.А. АРУТЮНЯН, Р.Т. МИНА
АДСОРБЦИОННЫЙ КРИОГЕННЫЙ РЕФРИЖЕРАТОР НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ
БЕЗ ДВИЖУЩИХСЯ УЗЛОВ

Редактор Л.П. Мукаян
Технический редактор А.С. Абрамян

Подписано в печать 29/ХП-85г. ВФ-09257 Формат 60x84/16
Офсетная печать. Уч.изд.л.1,0 Тираж 299 экз. Ц. 15 к.
Зак.тип. № 630 Индекс 3624

Отпечатано в Ереванском физическом институте
Ереван 36, Маркаряна 2